



⑮ **BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 195 22 560 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>8</sup>:  
**F04C 18/16**  
G 05 D 13/64

②① Aktenzeichen: 195 22 560.0  
②② Anmeldetag: 21. 6. 95  
④③ Offenlegungstag: 2. 1. 97

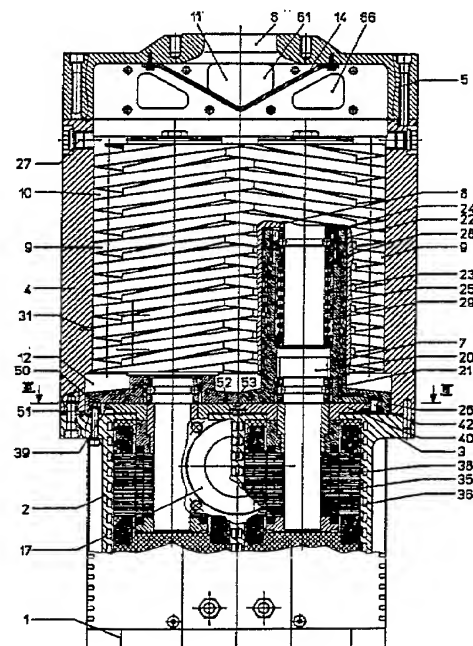
**DE 195 22 560 A 1**

⑦① Anmelder:  
SIHI Industry Consult GmbH, 25524 Itzehoe, DE  
  
⑦④ Vertreter:  
Glawe, Delfs, Moll & Partner, Patentanwälte, 80538  
München

⑦② Erfinder:  
Dahmlos, Christian, Dipl.-Ing., 25569 Kremperheide,  
DE; Rook, Dietmar, Dipl.-Ing., 25566 Lägerdorf, DE;  
Steffens, Ralf, Dr.-Ing., 25551 Lohbarbek, DE

⑤④ Vakuumpumpe mit einem Paar innerhalb eines axial durchströmten Schöpfraums umlaufender Verdrängerrotoren

⑤⑦ Eine Vakuumpumpe enthält innerhalb eines axial durchströmten Schöpfraums ein Paar umlaufender, insbesondere schraubenförmig ineinandergreifender Verdrängerrotoren (8). Diese sind fliegend druckseitig gelagert und jeweils mit einem Antriebsmotor (35, 36) verbunden. Jeder Rotor (8) bildet mit der zugehörigen Welle (20) und einem mit der Welle die Lager (21, 22) einschließenden, stationären Lagerkörper (7) eine insgesamt vom übrigen Gehäuse (3) abziehbare Baueinheit. Dazu gehört vorzugsweise auch der Läufer (35) des Antriebsmotors.



**DE 195 22 560 A 1**

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 10. 96 602 001/216

11/25

Die Erfindung betrifft eine Vakuumpumpe mit einem Paar innerhalb eines axial durchströmten Schöpfraums umlaufender, insbesondere schraubenförmig ineinandergreifender Verdrängerroten, die fliegend von je einer druckseitig gelagerten Welle getragen sind, von denen jede mit dem Läufer eines außerhalb des den Schöpfraum bildenden Gehäuses angeordneten Motors verbunden ist.

Diese Bauart hat den Vorteil, daß sämtliche die Lagerung und den Antrieb der Rotoren betreffenden Organe druckseitig angeordnet sind und daher von ihnen keine Ausgasungen zur Saugseite der Pumpe gelangen können. Aufwendige Dichtungen werden dadurch unnötig. Jedoch hat eine bekannte Pumpe dieser Art (EP-A 472933) den Nachteil, daß die drehenden Teile schwer zugänglich sind und voneinander getrennt werden müssen, um beispielsweise zu Wartungszwecken dem Gehäuse entnommen werden zu können. Dafür ist besonders qualifiziertes Personal erforderlich, das in der Regel lediglich dem Hersteller der Pumpe zur Verfügung steht.

Die Erfindung vermeidet diese Nachteile dadurch, daß jeder Rotor mit der zugehörigen Welle und einem am Gehäuse fixierbaren, stationären Lagerkörper eine insgesamt von dem, übrigen Gehäuse abziehbare Einheit bildet. In dieser Baueinheit sind die betriebssensiblen Lagerfunktionen zusammengezogen. Sie kann vom Hersteller zu Austauschzwecken vormontiert, eingestellt und ausgewuchtet geliefert werden und als Ganzes dem Hersteller zu Wartungszwecken eingesandt werden, während die übrige Wartung einschließlich Montage und Demontage dem beim Anwender verfügbaren, weniger spezialisierten Personal überlassen werden kann.

Damit jede Rotorbaueinheit unabhängig von der anderen vormontierbar ist, ist zweckmäßigerweise jedem Rotor ein gesonderter Lagerkörper zugeordnet. Jedoch mag es Anwendungsfälle geben, in denen ein gemeinsamer Lagerkörper für beide Rotoren vorgesehen werden kann.

Das den Schöpfraum bildende Gehäuse ist zweckmäßigerweise druckseitig von einer Grundplatte begrenzt, in oder an der der Lagerkörper zentrier- und/oder fixierbar ist. Diese Grundplatte kann einstückig mit dem Schöpfraumgehäuse verbunden sein. Zweckmäßigerweise ist sie jedoch ein gesonderter Teil. Sie kann auch Teil des Motorgehäuses sein. In der Regel ist an der Grundplatte an der dem Schöpfraumgehäuse abgelegenen Seite ein die Motoren aufnehmendes Motorgehäuse angeordnet.

Wie an sich aus dem eingangs genannten Stand der Technik bekannt, ist es zweckmäßig, wenn wenigstens ein Rotorlager innerhalb des Rotors in einem nur zur Druckseite hin offenen Raum an einem in den Rotor hineinragenden, rohrförmigen Teil des Lagerkörpers angeordnet ist. Auf diese Weise erreicht man, daß die Rotorwelle lediglich geringen Biegebeanspruchungen unterworfen ist und daß demzufolge die verformungsbedingten Änderungen des Spiels eines Rotors gegenüber dem anderen sowie zwischen den Rotoren und dem Gehäuse gering gehalten werden können. Auch erlaubt dies eine günstige Dimensionierung der Rotorwelle, wodurch der mit der Rotorinnenlagerung verbundene radiale Platzbedarf teilweise kompensiert wird.

Es ist bekannt, die Rotorwellen mit zusammenwirkenden Zahnrädern zu versehen, die die Synchronisierung

der Wellen bewirken oder zusätzlich zu elektronischer Synchronisation eine Notsynchronisation ermöglichen. Damit diese Zahnräder vor etwaiger Verschmutzung geschützt bleiben, die die unmittelbare Berührung mit dem Fördermedium mit sich bringen könnte, und damit sie ggf. geschmiert werden können, ohne daß das Schmiermittel in den Schöpfraum gelangt, sind sie gemäß der Erfindung motorseits einer Flanschplatte angeordnet, die für diesen Zweck einen vom Schöpfraum abgedichteten Raum begrenzt und zu der mit dem Rotor abziehbaren Baueinheit gehört. Statt der Zahnräder kann es sich auch um Impulsgeberscheiben handeln oder die Zahnräder dienen gleichzeitig als Impulsgeberscheiben.

Zweckmäßigerweise gehört auch der Motorläufer der insgesamt vom Gehäuse abziehbaren Rotoreinheit an. Dasselbe gilt für das Synchronisationszahnrad bzw. die mit der Rotorbaueinheit drehverbundene Impulsgeberscheibe, die Teil einer Einrichtung zur Drehwinkel-messung des Rotors ist.

Die Erfindung ermöglicht es, den Aufwand für die Lagerhaltung dadurch beträchtlich zu reduzieren, daß Pumpen unterschiedlicher Förderdaten, die derselben Baureihe angehören, sich im wesentlichen nur durch die Länge der Rotoren, der Schöpfraumgehäuse und ggf. der rohrförmigen Teile der Lagerkörper unterscheiden. Statt dessen oder zusätzlich kann der Unterschied auch in der Ausführung der Verdrängervorsprünge am Umfang der Rotoren liegen.

Die Rotoren der erfindungsgemäßen Pumpen können saugseits durch Rotoren anderer Bauart ergänzt werden. Beispielsweise kann auf denjenigen Teil der Rotoren, der mit schraubenförmig ineinandergreifenden Verdrängervorsprüngen versehen ist, je ein Rotationskolben einer Roots-pumpe aufgesetzt sein. Zwischen dem Schöpfraum der vorgeschalteten Pumpe und dem der Schraubenrotoren befindet sich in einem solchen Fall zweckmäßigerweise eine Trennscheibe, die die ggf. erforderlichen Steueröffnungen für die vorgeschaltete Pumpe enthält.

Zweckmäßigerweise wird der Schöpfraum der vorgeschalteten Pumpe nicht von dem Schöpfraumgehäuse der Schraubenpumpe gebildet, damit nicht unterschiedliche Schöpfraumgehäuse vorrätig gehalten werden müssen. Vielmehr kann der Schöpfraum für die vorgeschaltete Pumpe im Schöpfraumgehäusedeckel oder einem zwischengeschalteten Schöpfraumgehäuseteil angeordnet sein.

Die Erfindung wird im folgenden näher unter Bezugnahme auf die Zeichnung erläutert, die ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel der Erfindung veranschaulicht. Darin zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt in der Ebene beider Rotorachsen,

Fig. 2 einen Längsschnitt quer dazu,

Fig. 3 einen Horizontalschnitt gemäß Linie III-III der Fig. 1,

Fig. 4 eine teilweise gemäß Linie IV der Fig. 2 geschnittene Draufsicht und

Fig. 5 einen Teillängsschnitt durch eine abgewandelte Bauart mit vorgeschalteter Roots-pumpe.

Auf dem Fußteil 1 ruht das Motorgehäuse 2, das oben mit der flanschartigen Grundplatte 3 ggf. einstückig verbunden ist, auf der das Schöpfraumgehäuse 4 aufgebaut ist. Dieses wird oben durch einen Deckel 5 abgeschlossen, der eine Saugöffnung 6 enthält.

An der Grundplatte 3 sind in später zu erläuternder Weise die Flanschplatten 50 der Lagerkörper 7 befe-

stigt, die je zur Lagerung eines Rotors 8 dienen, dessen Umfang vorzugsweise zweigängig schraubenförmig angeordnete Verdrängervorsprünge 9 trägt, die in der Art eines Zahneingriffs in die Förderhohlräume 10 zwischen den Verdrängervorsprüngen 9 des benachbarten Rotors eingreifen. Außerdem wirken die Verdrängervorsprünge 9 am Umfang mit der Innenfläche des Schöpfraumgehäuseteils 4 zusammen. Die Rotoren 8 stehen oben mit dem Saugraum 11 und unten mit dem Druckraum 12 in Verbindung.

Im Beispiel gemäß Fig. 5 ist zwischen die Rotoren 8 und den Saugraum 11 noch eine Rootspumpe zwischen-geschaltet, deren Rotoren 13 drehfest mit den Schraubenrotoren 8 verbunden sind und deren Schöpfraum von dem Deckel 5 sowie oberen und unteren Steuer-platten 14, 15 begrenzt ist. Die erfindungsgemäße Pumpe kann meist ohne eine solche Vorstufe 13 auskommen. Der Deckel 5 ist dann entsprechend Fig. 1 und 2 ausgeführt.

Der Druckraum 12 steht durch den Kanal 16 in Verbindung mit dem Druckauslaß 17. Diese Teile sind am unteren Ende des vertikal aufgestellten Schöpfraumgehäuses vorgesehen.

Jeder Rotor 8 ist drehfest mit einer Welle 20 verbunden, die unten im Lagerkörper 7 durch ein dauergeschmiertes Wälzlager 21 gelagert ist. Ein zweites, gleichfalls dauergeschmiertes Wälzlager 22 befindet sich am oberen Ende eines rohrförmigen Teils 23 des Lagerkörpers 7, der in eine nach unten, also druckseitig, offene, konzentrische Bohrung 24 des Rotors 8 hineinragt. Dieses Lager 22 befindet sich vorzugsweise oberhalb der Mitte des Rotors 8. Der rohrförmige Teil 23 des Lagerkörpers erstreckt sich vorzugsweise durch den größeren Teil der Länge des Rotors 8. Das Ende des rohrförmigen Teils 23 liegt bei vertikaler Anordnung der Pumpe wesentlich höher als der Druckauslaß 17. Dies ist hilfreich für den Schutz der Lager- und Antriebsregion vor dem Eindringen von Flüssigkeit oder anderen schweren Verunreinigungen vom Schöpfraum her.

Im rohrförmigen Teil 23 des Lagerkörpers sind Kühlkanäle 25 vorgesehen, die über Kanäle 26 mit einer Kühlwasserquelle und über entsprechende Kanäle, die in der Zeichnung nicht erscheinen, mit einem Kühlwasserabfluß in Verbindung stehen. Die Kühlkanäle 25 sind vorzugsweise durch schraubenförmige Eindrehungen gebildet, die durch eine Hülse dicht abgedeckt sind. Die Kühlung der Rotorlager verlängert die Lebensdauer bzw. die Wartungsintervalle dieser Lager, wenn sie mit Fett dauergeschmiert sind. Ferner wird durch die Kühlung auch die Umfangsfläche des rohrförmigen Teils 23 des Lagerkörpers auf niedriger Temperatur gehalten. Diese Umfangsfläche steht der inneren Umfangsfläche des Hohlraums 24 des Rotors mit geringem Abstand gegenüber. Diese Flächen sind so ausgebildet, daß sie zu gutem Wärmeaustausch fähig sind und somit Wärme aus dem Rotor mittelbar über den rohrförmigen Teil 23 des Lagerkörpers und dessen Kühleinrichtungen 25 abgeführt werden kann. Zur Verbesserung des Wärmeaustauschs zwischen den einander gegenüberstehenden Flächen des rohrförmigen Teils 23 des Lagerkörpers und des Rotorhohlraums 24 können diese in geeigneter Weise ausgebildet sein. Beispielsweise können sie so behandelt bzw. brüniert sein, daß der Strahlungsaustausch durch hohe Absorptionskoeffizienten begünstigt wird. Der konvektive Wärmeaustausch vermittelt der dazwischen befindlichen Gasschicht kann durch geringen Oberflächenabstand und geeignete Oberflächenstruktur, die zur Erhöhung der Wärmeübergangszahl

führt, verbessert werden. Eine Fläche oder beide können zu diesem Zweck rauh oder mit Wärmeaustauschrippen oder Gewinde oder dergleichen ausgebildet sein. Es ist auch möglich, dem Rotorhohlraum 24 durch den Lagerkörper oder die Welle 20 ein Sperrgas zuzuführen, das mit dem Fördermedium vom Druckraum 12 abgeführt wird. Es kann neben der Absperrung der Lagerregion auch der zusätzlichen Kühlung des Lagers, des Lagerkörpers und des Rotors dienen, wobei es aber zweckmäßigerweise nicht durch das bzw. die Lager geführt wird, um diese nicht zu verschmutzen, sondern über einen eine Umgehung bildenden Kanal 28.

Zum Schutz des Lager- und Antriebsbereichs vor vom Schöpfraum her eindringenden Einflüssen sind geeignete Dicht- und/oder Sperreinrichtungen vorgesehen. Besonders vorteilhaft ist die Ausrüstung der einander gegenüberstehenden Flächen des Lagerkörpers 23 und der Innenflächen des Rotorhohlraums 24 auf einer Seite oder auf beiden Seiten mit einem nicht dargestellten Fördergewinde, das einen Fördereffekt vom Rotorhohlraum 24 zum Druckraum 12 hin ausübt. Dieser Fördereffekt wirkt sich wegen deren höherer Dichte vornehmlich auf feste oder flüssige Teilchen aus und verhindert dadurch deren Eindringen in den Lager- und Antriebsbereich. Das Fördergewinde wird zweckmäßigerweise so ausgebildet, daß dieser Effekt auch bei erheblich abgesenkter Drehzahl noch wirksam ist.

Der Fördereffekt kann auch dadurch herbeigeführt werden, daß der Spalt zwischen Rotor und Lagerkörper sich konisch zum Druckraum hin erweitert. Die Spaltweite (Abstand der Oberfläche des Lagerkörpers von der Oberfläche des Rotors) bleibt dabei im wesentlichen konstant. Zusätzlich können auch in diesem Falle die einander gegenüberstehenden Flächen auf einer Seite oder auf beiden Seiten mit Fördergewinde versehen sein; erforderlich ist dies aber nicht.

Da die Ausrüstung des Spalts zwischen Rotor und Lagerkörper mit einem Fördergewinde oder einer fördernden wirkenden Konizität sehr wirksam gegen das Eindringen von Flüssigkeit oder Feststoffteilchen abdichtet, kann oft auf zusätzliche Dichteinrichtungen verzichtet werden; jedoch können sie vorgesehen sein, und zwar vorzugsweise in berührungsfreier oder berührungsarmer Bauart, z. B. Labyrinthdichtungen oder kolbenringartige Dichtungen.

Aufgrund der Dichtwirkung des Fördergewindes bzw. der Spaltkonizität ist die erfindungsgemäße Pumpe unempfindlich gegen das Vorhandensein von Flüssigkeit im Schöpfraum, solange sich die Rotoren in Drehung befinden. Diese Unempfindlichkeit besteht auch im stationären Zustand dank der hohen Lageranordnung im Rotor, solange die Flüssigkeit im Schöpfraum das Lagerniveau nicht erreicht. Sie ist nicht nur dann wichtig, wenn das Fördermedium einen Flüssigkeitsschwall mit sich führt, sondern kann auch für die Reinigung und/oder Kühlung der Pumpe durch Flüssigkeitseinspritzung genutzt werden. Beispielsweise kann durch Düsen, von denen eine bei 27 angedeutet ist, Reinigungs- oder Kühlflüssigkeit eingespritzt werden. Es können dieselben oder gesonderte Düsen 27 zum Einsprühen der Reinigungsflüssigkeit und der Kühlflüssigkeit verwendet werden.

Wenn mit sehr starker Verschmutzung gerechnet werden muß, besteht die Möglichkeit, während des Betriebs ständig Reinigungsflüssigkeit einzusprühen. Beim Betrieb einer Vakuumpumpe sollte die Reinigungsflüssigkeit, soweit sie in den Saugraum gelangen kann, einen Dampfdruck unterhalb des Ansaugdrucks haben. Wenn

die Pumpe mehrstufig ist und die Verschmutzung sich (beispielsweise druckabhängig) hauptsächlich in der zweiten und/oder folgenden Stufen niederschlägt, besteht die Möglichkeit, die Einspritzung der Reinigungsflüssigkeit auf die zweite bzw. folgende Stufe zu begrenzen und dadurch von der Saugseite zu trennen.

In den meisten Fällen erfolgt der Reinigungsbetrieb jedoch nicht ständig, sondern periodisch wenn Reinigungsbedarf (beispielsweise infolge Anstiegs des Antriebsdrehmoments) festgestellt wird. Dank der Unempfindlichkeit der Pumpe gegenüber Flüssigkeiten können dann auch verhältnismäßig große Flüssigkeitsmengen verwendet werden. Wenn aufgrund der Menge oder Art der verwendeten Reinigungsflüssigkeit die Betriebsdrehzahl nicht gehalten werden kann, kann die Drehzahl entsprechend gesenkt werden. Dafür sind geeignete Steuerungseinrichtungen vorgesehen. Beispielsweise kann die Drehzahl abhängig vom Antriebsdrehmoment gesteuert werden, was bei erhöhtem Leistungsbedarf selbsttätig zu einer entsprechenden Absenkung der Drehzahl gegenüber der Betriebsdrehzahl führt. Die fortdauernde Drehung der Rotoren auch während der Reinigungsphase dient nicht nur der Abdichtung der Rotorlagerung, sondern fördert auch die Einwirkung der Reinigungsflüssigkeit auf die verschmutzten Oberflächen.

Die Förderwirkung im Spalt zwischen Rotor und Lagerkörper kann auch zur Förderung von Sperrgas unabhängig von einer externen Druckgasquelle genutzt werden. Im allgemeinen wird man aber zur Förderung des Sperrgases die Wirkung einer solchen Druckgasquelle bevorzugen, um in der Sperrgaszufuhr unabhängig von der Rotordrehzahl zu sein.

Das Schöpfraumgehäuse 4 kann eine Kammer 30 enthalten (Fig. 2 und 4), die ganz oder über einen großen Teil des Umfangs umläuft und durch die Kühlwasser zirkuliert, um das Gehäuse auf einer vorbestimmten Temperatur zu halten. Kühlung des Gehäusemantels ist nicht in allen Fällen erforderlich. Sie ist jedoch im erfindungsgemäßen Zusammenhang vorteilhafterweise möglich, weil auch die Rotoren 8 gekühlt sind und deren Wärmedehnung daher begrenzt ist. Es braucht nicht befürchtet zu werden, daß die Rotoren nur deshalb am Gehäuse anlaufen, weil sie sich dehnen, während das Gehäuse auf geringerer Temperatur gehalten wird.

Die erfindungsgemäße Pumpe kann mit Voreinlaß ausgerüstet werden. Das bedeutet, daß in den Bereichen hoher, ggf. auch schon mittlere Kompression im Gehäuse Kanäle 31 vorgesehen sind, durch die in den Schöpfraum Gas von höherem Druck als es dem Kompressionsstadium in diesem Bereich des Schöpfraums entspricht, eingelassen wird, um nach bekannten Grundsätzen eine Kühlung und/oder Geräuschminderung zu bewirken. Gemäß einem vorteilhaften Merkmal der Erfindung kann das Voreinlaßgas unmittelbar der Druckseite der Pumpe entnommen werden, indem es in den Kühltaischen 30 des Schöpfraummantels 4 gekühlt wird. Zu diesem Zweck kann es durch Wärmetauscherrohre 32 geleitet werden.

Bei den Wälzlager 21, 22 handelt es sich im dargestellten Beispiel um Schrägkugellager, die durch eine Feder 29 gegeneinander angestellt sind. Jede Welle 20 trägt unterhalb des Lagers 21 vorzugsweise unmittelbar, d. h. ohne zwischengeschaltete Kupplung, den Läufer 35 des Antriebsmotors, dessen Stator 36 in dem Motorgehäuse 2 angeordnet ist. Das Motorgehäuse kann mit Kühlkanälen 38 ausgerüstet sein.

Die Flanschplatten 50, die in dem dargestellten Bei-

spiel mit den Lagerkörpern 7 aus einem Stück bestehen, sind mit ihren Außenrändern 51, die im wesentlichen dem Umfang des Schöpfraumgehäuses 4 folgen, und ihren aneinanderliegenden Innenrändern 52 auf die Oberseite der Grundplatte 3 aufgesetzt. Die Flanschplatten 50 sind gegenüber der Grundplatte 3 gedichtet. Auch die im Radialschnitt einer Sekante folgenden Stirnflächen 53, an denen sie aneinander anliegen, sind mit einer Dichtungseinlage ausgerüstet.

Unter den Flanschplatten 50, zwischen den Rändern 51, 52 ist eine Eindrehung vorgesehen, die mit der Oberseite der Grundplatte 3 einen Raum 39 einschließt, der zur Aufnahme von Synchronisations-Zahnradern 40 dient, die mit bekannten Mitteln drehfest auf den Wellen 20 zwischen den Lagern 21 und den Motorläufern angeordnet sind. Damit sie im Bereich der Innenränder 52 der Flanschplatten 50 miteinander kämmen können, weisen die Innenränder an entsprechender Stelle einen Ausschnitt auf, durch den die Zahnräder hindurchgreifen. Unterhalb dieses Ausschnitts bleibt auf jeder Seite ein Steg stehen, auf den in Fig. 1 die Bezugslinie der den Innenrand allgemein bezeichnenden Bezugsziffer 52 weist. Dieser Steg ist nicht nur aus Stabilitätsgründen vorteilhaft, sondern auch weil er eine umlaufende Abdichtung einerseits gegenüber der Grundplatte 3 und andererseits zwischen den abgeflachten Sekantenflächen der Flanschplatten 50 ermöglicht.

Die Ausdrehungen 39 in den Flanschplatten 50 haben einen Durchmesser, der größer ist als der Durchmesser der Synchronisations-Zahnradern 40. Sie sind im Verhältnis zu den Innenrändern 52 ein wenig exzentrisch angeordnet, damit die Synchronisations-Zahnradern 40 bei der Montage der Rotor-Baueinheiten trotz des Vorhandenseins des Dichtungsstegs bei 52 eingesetzt werden können.

Da der die Synchronisations-Zahnradern 40 enthaltende Raum 39 von dem Schöpfraum vollständig getrennt ist, besteht für die Synchronisations-Zahnradern die Gefahr der Verschmutzung nicht. Sie dienen lediglich der Notsynchronisation der Rotoren. Ihre Zähne kommen normalerweise nicht miteinander in Berührung. Eine Schmierung ist deshalb in der Regel nicht erforderlich. Zwar ist sie gewünschtenfalls anwendbar, aber der Trockenlauf der Synchronisation-Zahnradern vereinfacht die Konstruktion, weil eine Abdichtung zwischen dem Raum 39 und den Antriebsmotoren nicht erforderlich ist.

Die Synchronisations-Zahnradern 40 können auch als Impulsgeberscheiben dienen, die von Sensoren 42 abgetastet werden, von denen in Fig. 1 einer dargestellt ist. Diese Sensoren 42 stehen mit einer Regeleinrichtung in Verbindung, die die jeweilige Drehstellung der Rotoren gegenüber einem Sollwert überwacht und über den Antrieb korrigiert. Es handelt sich dabei um eine Synchronisation der Rotoren auf elektronischem Wege, die als solche bekannt ist und daher hier keiner näheren Erläuterung bedarf. Das Spiel zwischen den Zähnen der Synchronisationszahnradern 40 ist etwas geringer als das Flankenspiel zwischen den Verdrängervorsprüngen 9 der Rotoren 8. Es ist jedoch größer als die Synchronisationstoleranz der elektronischen Synchronisationseinrichtung. Bei ordnungsgemäßem Funktionieren der letzteren kommen somit weder die Flanken der Verdrängervorsprünge 9 noch die Zähne der Synchronisationszahnradern 40 miteinander in Kontakt. Für den Fall, daß die letzteren doch einmal miteinander in Kontakt kommen sollten, sind sie mit einer verschleißfesten und ggf. gleitgünstigen Beschichtung versehen.

Die Leistungsdaten der Pumpe werden außer durch die Antriebsleistung und Drehzahl durch das an den Rotoren gebildete Verdränger- bzw. Fördervolumen und somit durch die Länge der Rotoren bestimmt. Man kann daher die Förderdaten dadurch verändern, daß man die Länge des die Rotoren enthaltenden Pumpenteils ändert. Eine Baureihe von Pumpen mit unterschiedlichen Leistungsdaten zeichnet sich deshalb vorzugsweise dadurch aus, daß die einzelnen Pumpen dieser Baureihe sich durch Abstufung der Länge dieser Teile unterscheiden, zu denen das Schöpfraumgehäuse, die Rotoren sowie ggf. die rohrförmigen, in die Rotoren hineinragenden Teile der Lagerkörper gehören.

Man erkennt, daß jeder Rotor mit den zugehörigen Lager- und Antriebseinrichtungen eine selbständig montierbare Baueinheit bildet, die neben dem Rotor aus den Lagern 21, 22, dem Lagerkörper 7, dem darin vorgesehenen Kühleinrichtungen, der Welle 20, dem Synchronisationszahnrad 40, dem zugehörigen Sensor 42 und dem Motorläufer 35 besteht. Diese Einheiten werden komplett vormontiert in die Pumpe eingesetzt. Sie können nach der Abnahme des Schöpfraumgehäuses leicht von der Grundplatte 3 abgenommen bzw. eingesetzt werden. Ihre Auswechslung kann daher dem Anwender überlassen bleiben, während der Hersteller die Wartung der empfindlichen Einheiten als solchen besorgt.

Fig. 2 und Fig. 4 veranschaulichen, daß der Saugraum 11 von dem Schöpfraum durch eine Deckplatte 14 getrennt ist, die einen unmittelbaren Durchtritt des angesaugten Mediums von der Saugöffnung 6 in den Schöpfraum verhindert. Statt dessen gelangt es zunächst durch die eine oder andere von zwei Öffnungen 61 in den Kopfraum 62 eines von zwei Absetzräumen 63, die als besondere Behälter 68 an die Breitseiten des Schöpfraumgehäuses 4 angesetzt sind. Der Kopfraum 62 ist nach unten zum Absetzraum 63 hin offen und seitlich durch Trennwände 64 von zwei Seitenräumen 65 abgegrenzt, die gleichfalls zum Absetzraum 63 hin offen sind und durch je eine Öffnung 66, die beiderseits der Öffnung 61 angeordnet sind, mit dem Schöpfraum der Pumpe verbunden sind. Das angesaugte Medium gelangt von der Saugöffnung 6 durch den Saugraum 11 in einen mittleren Kopfraum 62, wird darin nach unten umgelenkt in den Absetzraum 63, wird darin umgelenkt nach oben zu einem der Seitenkopfräume 65 und gelangt von hier aus durch die Öffnung 66 in den Schöpfraum. Die Öffnungen 61, 62, durch die das Medium in den Absetzraum 63 einströmt, sind somit räumlich versetzt gegenüber den Öffnungen 65, 66, durch die es in den Schöpfraum wieder abfließt. Die dem Gasstrom dadurch aufgezwungene Umlenkung hat zur Folge, daß etwa von ihm mitgeführte flüssige oder feste Partikeln aufgrund der Trägheitswirkung nach unten in den Absetzraum 63 geschleudert werden. Insbesondere gilt dies auch für einen etwaigen Flüssigkeitsschwall. Falls des öfteren mit Flüssigkeitsschwall gerechnet werden muß, können die Absetzräume mit Ausschleuseinrichtungen für die darin enthaltene Flüssigkeit versehen sein. Unabhängig davon oder auch ggf. damit funktionell verbunden kann ein Füllstandsmesser 67 vorgesehen sein.

Die Pumpe ist vorzugsweise von isochorer Bauart, um auch größere Flüssigkeitsmengen schadlos mitzuführen zu können.

#### Patentansprüche

1. Vakuumpumpe mit einem Paar innerhalb eines axial durchströmten Schöpfraums umlaufender,

insbesondere schraubenförmig ineinandergreifender Verdrängerrotoren (8), die fliegend von je einer druckseitig gelagerten Welle (20) getragen sind, von denen jede mit dem Läufer (35) eines außerhalb des den Schöpfraum bildenden Gehäuses (4) angeordneten Motors verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Rotor (8) mit der zugehörigen Welle (20) und einem besonderen, am Gehäuse fixierbaren, stationären Lagerkörper (7) eine insgesamt von dem übrigen Gehäuse abziehbare Einheit bildet.

2. Vakuumpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jedem Rotor (8) ein gesonderter Lagerkörper (7) zugeordnet ist.

3. Vakuumpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das den Schöpfraum bildende Gehäuse (4) druckseitig an eine Grundplatte (3) angrenzt, an der der Lagerkörper (7) fixierbar ist.

4. Vakuumpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine Flanschplatte (50), die mit der Rotor-Baueinheit abziehbar ist, einen vom Schöpfraum abgedichteten Raum begrenzt, in welchem ein Synchronisationszahnrad (40) und/oder eine Impulsgeberscheibe vorgesehen ist.

5. Vakuumpumpe nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß an der Grundplatte (3) an der dem Schöpfraumgehäuse (4) abgelegenen Seite ein die Motoren aufnehmendes Motorgehäuse (37) angeordnet ist.

6. Vakuumpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Rotorlager (22) innerhalb des Rotors (8) in einem nur zur Druckseite (12) hin offenen Raum (24) des Rotors an einem in den Rotor (8) hineinragenden, rohrförmigen Teil (23) des Lagerkörpers (7) angeordnet ist.

7. Vakuumpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß auch der Motorläufer (35) der insgesamt abziehbaren Rotor-Baueinheiten angehört.

8. Vakuumpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß auch das Synchronisationszahnrad bzw. die Impulsgeberscheibe der insgesamt abziehbaren Rotor-Baueinheit angehört.

9. Vakuumpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß mit den Schraubenrotoren (8) saugseitig die Rotoren (13) einer vorgeschalteten Pumpe anderer Bauart verbunden sind.

10. Baureihe von Vakuumpumpen nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß Pumpen unterschiedlicher Förderdaten sich abgesehen vom Antrieb im wesentlichen nur durch die Länge der Rotoren, der Schöpfraumgehäuse und ggf. der rohrförmigen Teile der Lagerkörper sowie ggf. die Ausführung der Verdrängervorsprünge am Umfang der Rotoren (8) unterscheiden.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

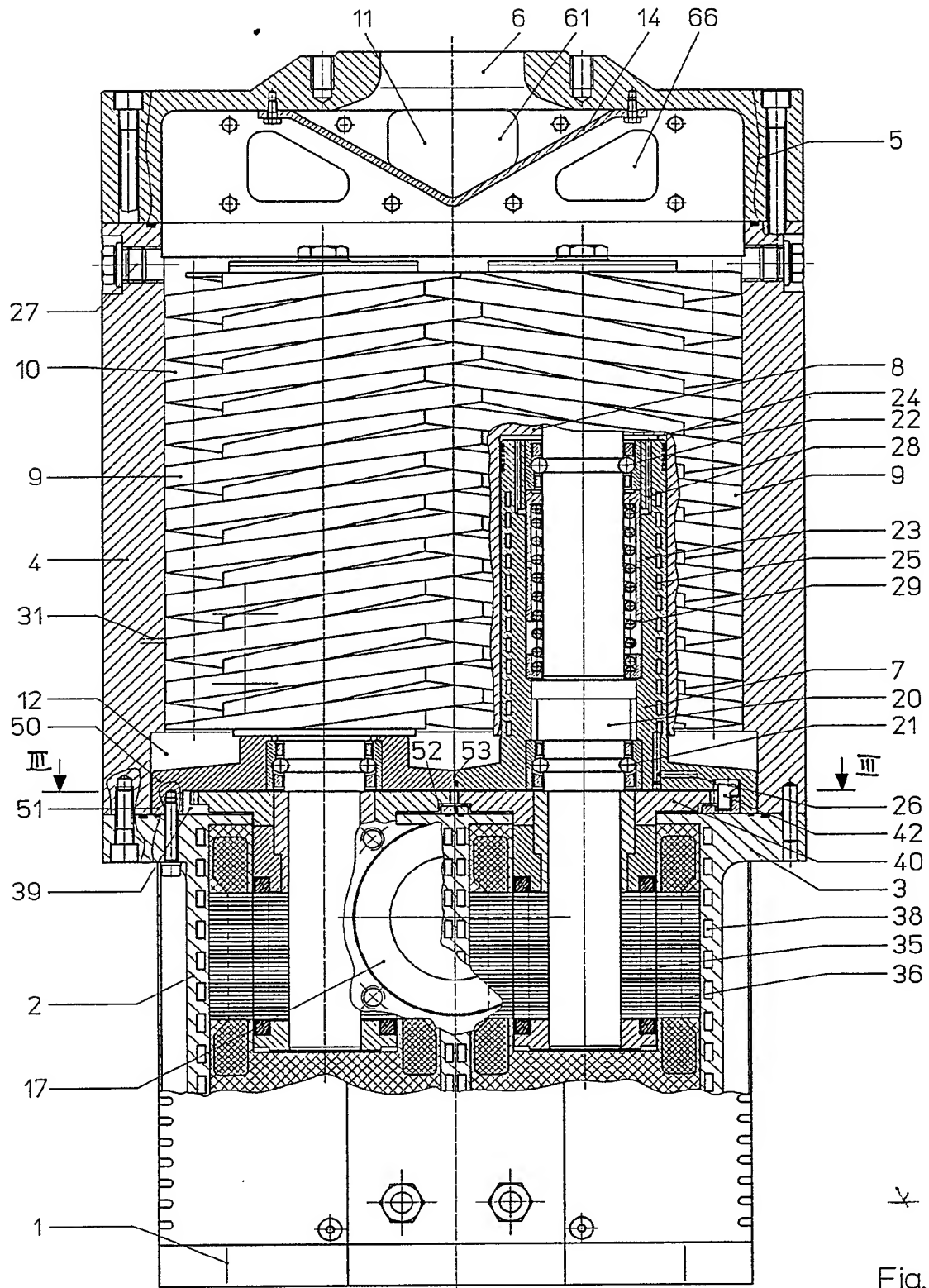


Fig.1



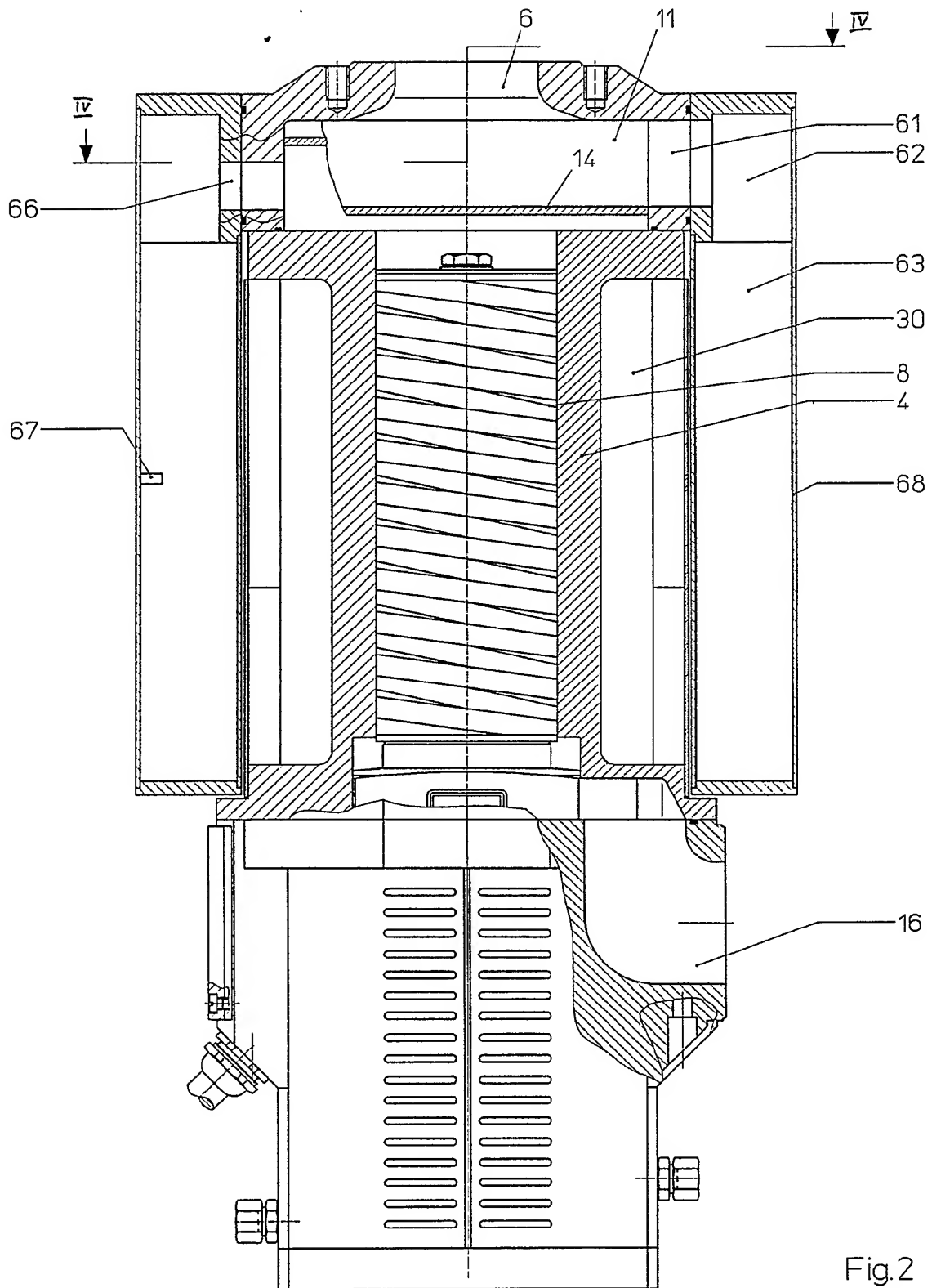
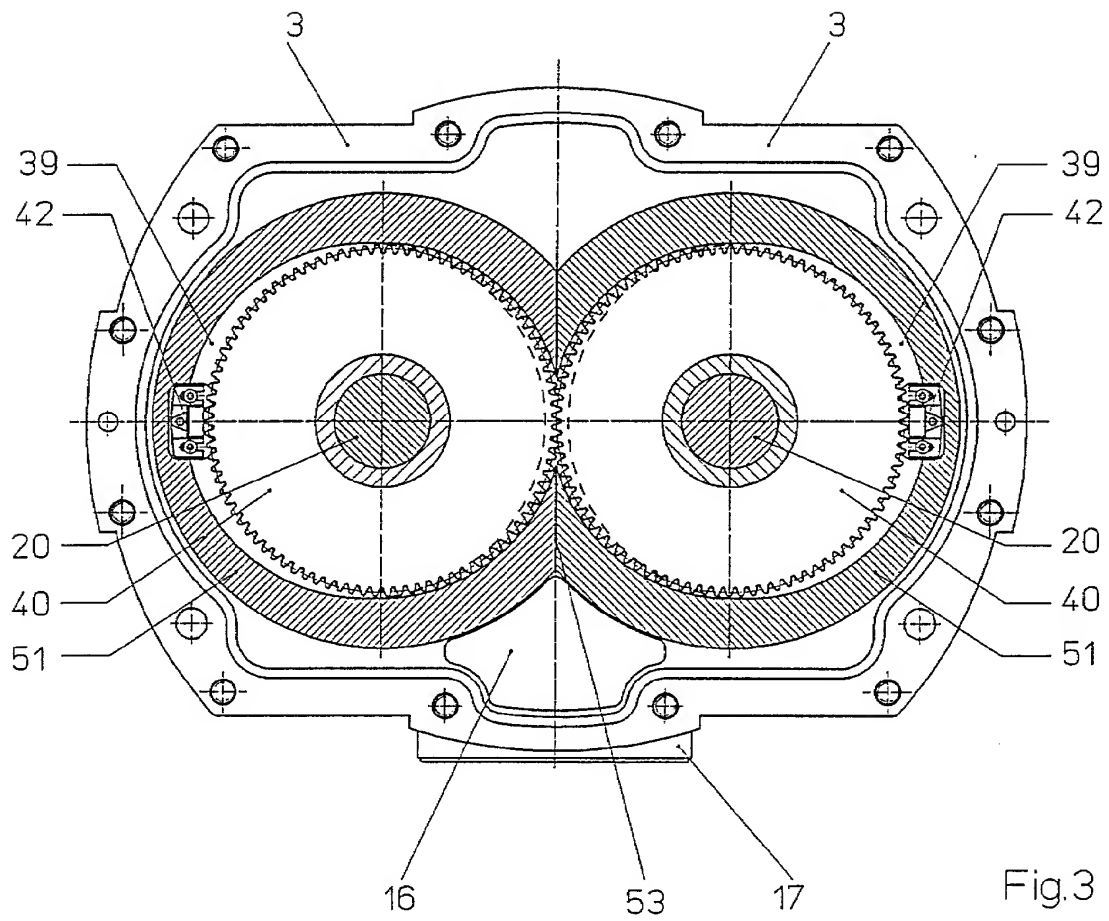


Fig. 2





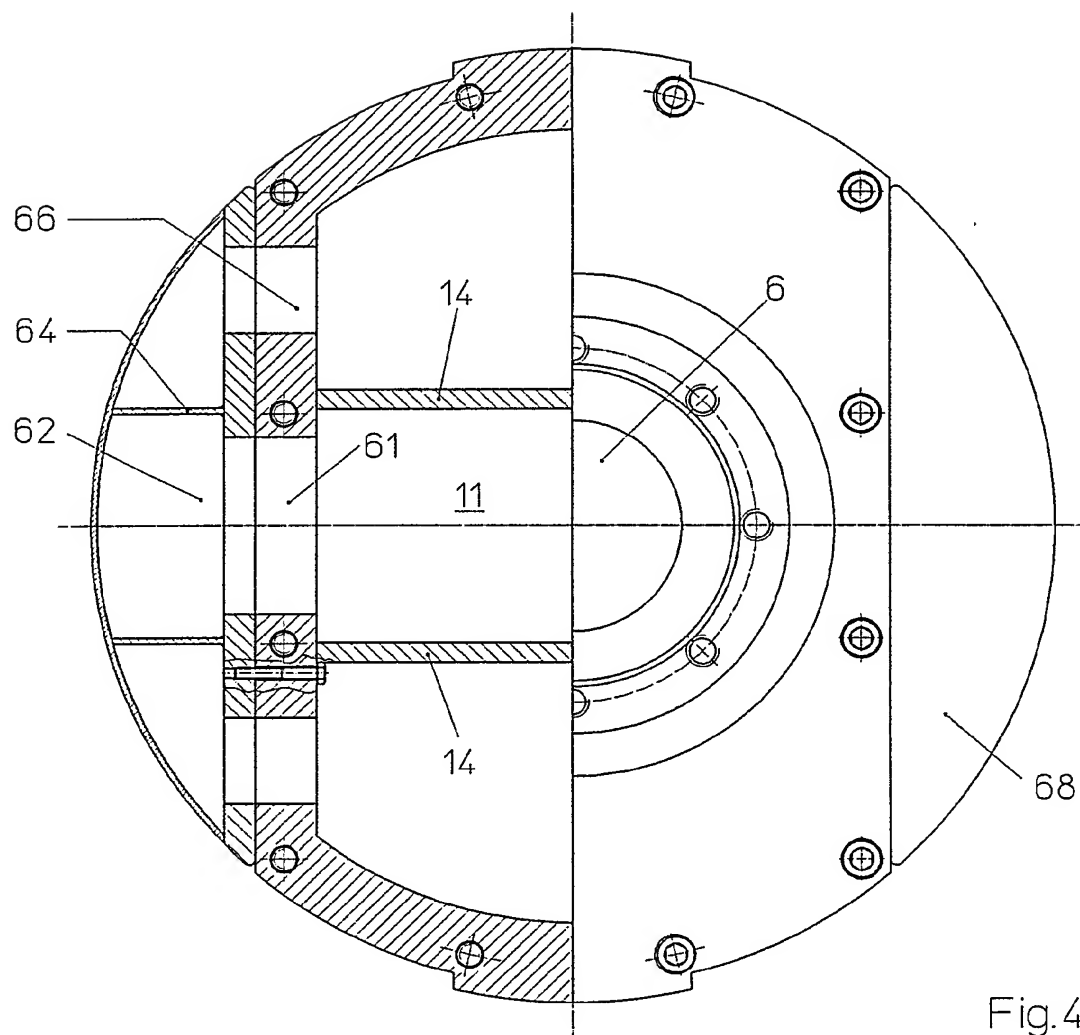


Fig.4

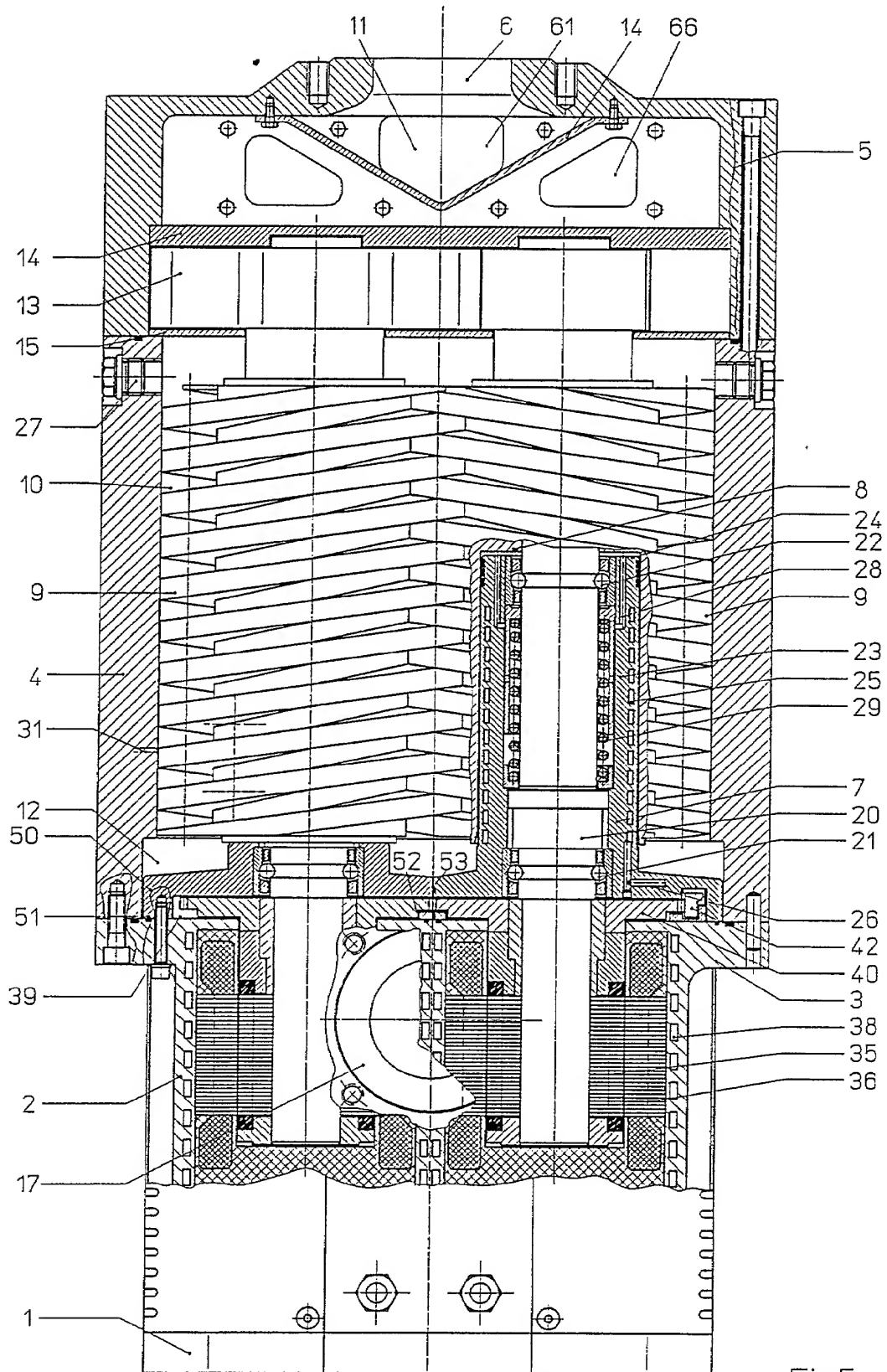


Fig.5